

北見工業大学自然エネルギーシステムの性能 (I)

Performance Evaluation of the Renewable Energy System at Kitami
Institute of Technology : Part1

金 山 公 夫*
Kimio KANAYAMA

馬 場 弘**
Hiromu BABA

福 田 武 幸***
Takeyuki FUKUDA

Abstract

Renewable energy laboratory No.1 was constructed in December 1981 on the south part of the campus of Kitami Institute of Technology. The heating source and domestic hot water are supplied by both solar energy and underground water heat. Solar energy is collected by using a solar system consisting of 24 collectors (area 45.8 m²) and stored in storage tanks (3 t×2), and the underground water heat is obtained by using a heat pump (1.5 R.t). The first evaluation of the performance of the renewable energy laboratory was done in the spring and winter of '82 fiscal year. In spite of higher temperatures than usual, the weather conditions in this year were not good for working the solar system due to there being less direct solar radiation. The rate was 72~86% of the averaged energy for the previous five years. As a result of the performance evaluation, the following well balanced values were obtained: As an average value of the data for the three winter months, the collector efficiency was 41.6%, the rate of electric consumption for the collecting pump 2.7%, the system solar fraction 62.5%, the system free energy fraction 73.0% and the heat pump free energy fraction 68.5%. The rate of electric consumption for the heat pump was therefore 31.5%. However, the coefficient of performance of the system, (COP)s, came to the value of 3.18. Because of the low value of the (COP)s, some improvement is desired.

Key Words : Solar system, heat pump, Collector efficiency, Solar fraction, Free energy fraction, Coefficient of performance

1. ま え が き

太陽熱、地下水熱および大気熱などの自然エネルギーを用いて建物の暖房、給湯を行うために、ソーラーシステムとヒートポンプシステムを組み合わせた、いわゆるソーラーヒートポンプシステムに関する解析的および実験的研究は、これまでに幾つか行われてきた。主なものをあげると、Kleinら¹⁾は経済的太陽熱暖房システムの設計を行い、Freemanら²⁾は複合ソーラーヒートポンプシステムの性能比較を直列接続、並列接続および二重熱源システムに関して計算し、Andersonら³⁾は並列ソーラーヒートポンプシステムの性能予測を行っている。Chandrashekarら⁴⁾はカナダの7つの都市をモデルにし、ソーラーヒートポンプシステムの実用性について計算を行い、Svardら⁵⁾は暖房およびプロセスヒートに使用される高温システムとしてのソーラーヒートポンプ直列システムの計算を行っている。Mantonら⁶⁾はアメリカ各地において、並列および

び直列ソーラーヒートポンプシステム、単独ソーラーシステムおよび単独ヒートポンプシステムの熱的および経済的性能比較を行い、エネルギー節約の上から北部は並列システムが良く、南部は単独ソーラーシステムが適すると述べている。

一方、わが国のソーラーヒートポンプシステムとしては古くは柳町ソーラーハウス⁷⁾が有名で、詳細な計測結果が報告されている。その後太陽熱を主体にしたいわゆるアクティブおよびパッシブソーラーハウスの研究が行われ、特に昭和48年以降多数の実施例^{8)~10)}を見るに至り、これらの実験研究を経て半ば実用域に達している。また近年、ヒートポンプが極めて省エネルギー効果の高い機器として注目を集め、メーカー各

* 北見工業大学機械工学科 教授
Department of Mechanical Engineering
Kitami Institute of Technology Professor
** “ 助手 Assistant
*** “ 技官 Technician

社において直膨式および水あるいは空気熱源による標準式ソーラーヒートポンプ方式が種々試みられ、ヒートポンプなど構成機器の性能向上および運転方法の改良などにより、通年利用のソーラーヒートポンプ暖冷房給湯システムとして普及しつつある¹⁾。

北見工業大学の自然エネルギー実験室は、寒冷地において太陽熱を主とし、地下水熱を従とする自然エネルギーの複合利用によるソーラーヒートポンプシステムを取り入れた暖(冷)房給湯に関する研究施設であり、1号棟は昭和56年12月に、また2号棟は昭和58年3月に完成した。1号棟に関する計測は昭和57年2月から開始され、システムと建物各部および気象量に関する詳細な測定を行ってデータの収集および性能の解析が行われている。この報告は本研究施設1号棟について、昭和57年3月から昭和58年3月の冬期間における建物の暖房を主体にして、太陽熱と地下水熱の複合利用によるソーラーヒートポンプシステムの総合的な性能評価を月間合計または平均値で行ったものである。

主な記号

Q_J ; 集熱面日射量	MJ
Q_C ; 集熱量	MJ
Q_{CE} ; ソーラー電力 (集熱のためのポンプ動力熱当量)	MJ
Q_S ; ソーラー熱量 (集熱量のうちヒートポンプで吸収された熱量)	MJ
Q_E ; ヒートポンプ電力熱当量	MJ
Q_W ; ヒートポンプで吸収された地下水熱量	MJ
Q_{HW} ; 給湯熱量	MJ
Q_{TL} ; 暖房給湯供給熱量	MJ
Q_L ; 暖房供給熱量	MJ
Q_U ; システムからの熱損失	MJ
Q_{MAC} ; 機械室熱負荷 (計算値)	MJ
$4Q_{ST}$; システムへの蓄熱量	MJ
t_{CT} ; 集熱タンク温度	°C
t_{ST} ; 蓄熱タンク温度	°C
η_C ; 集熱効率	
η_S ; ソーラーシステム効率	
η_{SU} ; ソーラーシステム利用効率	
η_{CE} ; ソーラー電力率	
F_{HP} ; ヒートポンプ電力率	
F_{HP}' ; ヒートポンプ依存率	
F_{NE} ; システム自然エネルギー依存率	
F_{NE}' ; ヒートポンプ自然エネルギー依存率	

F_W ; 地下水依存率

F_S ; システム太陽依存率

F_S' ; ヒートポンプ太陽依存率

COP_S ; ソーラー熱源成績係数

COP_W ; 地下水熱源成績係数

$(COP)_S$; システム成績係数

ヒートポンプ—
次・二次側循環
ポンプ動力含む。
熱量の単位はすべて kJ または MJ を用い、適宜 h, d, mon および m^2 当りの値であらわす。

2. システム概要

建物を含めたシステム設計において特に配慮した点は (1) 暖房熱源は太陽熱を主体とし、厳冬期において暖房負荷の6割程度を太陽熱に依存し、将来は2号棟への熱供給も行うものとし集熱面積は大きめにする (床面積に対する集熱面積 47.7%)。 (2) 蓄熱性能の増大 および 低温集熱による集熱効率の向上をめざし、集熱面積に対する蓄熱容量は大にする (集熱面積当り $131 l/m^2$)。 (3) 暖房熱源すなわち蓄熱タンク温度は低く保ち、低温熱源による連続暖房によって所定の室温を維持する。 (4) 建物は断熱構造とし (ランクIV¹²⁾程度、全熱損失係数 $7.5 kJ/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C^*$)、厳冬期の熱負荷は床面積当り $200 kJ/m^2 \cdot h$ 程度とする。

本研究施設1号棟は、図1に示すように床面積 $96 m^2$ の鉄骨ALC構造の2階建てで、1階に計測室 ($23.3 m^2$) と機械室 ($29.4 m^2$) および2階に研究室

* 住宅の断熱性能を示す北海道独特のランク分けで、床、外壁、天井および窓からの伝熱損失および換気損失の合計を床面積当たり熱貫流率で表わしたもの。

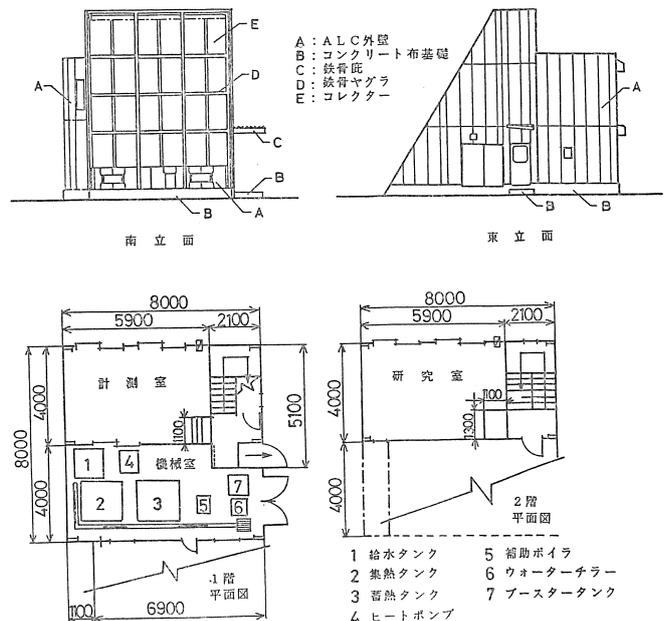


図1 北見工業大学自然エネルギー実験室の概要

(23.3 m²) が配置されている。建物は厚さ 0.1m の軽量気泡コンクリートを外壁とし、北壁および 2 階天井に厚さ 0.1m, その他の壁は厚さ 0.05m のグラスウール断熱材が施されている。窓は 1, 2 階北側に各 2 窓, 合計 4 窓を有し, 内側が複層ガラス, 外側が単層ガラスの 3 重で, さらに最外側に断熱シャッターを備えて断熱性を高めている。また 1 階機械室および 2 階研究室の南側には採光用の小窓 (単層ガラス) を有する。6 列 4 段に配置された 24 枚の平板型コレクター (メーカー 5 社, 6 種類からなり, 合計集熱面積 45.8 m²) が真南に向けて傾斜角 60° で設置されており, 水を熱媒とするいわゆる落水式集熱システムである。各列毎に縦に独立した 4 枚の集熱器が直列に接続され, 循環ポンプにより下部ヘッダー管入口から供給された水は, 各段の集熱器を通過する間に順次温度が上昇し, 最上段出口から温水となって上部ヘッダー管で合流して蓄熱タンクに戻る。この循環をくり返して得られた太陽熱は温水として集熱タンク (容量 3 トン, FRP, 発泡ウレタン 0.1m 吹付け) に貯えられた後, ヒートポンプ (1.5 冷凍トン) により蓄熱タンク (仕様は集熱タンクと同じ) に移され, これを熱源として負荷に供給され, 不足分はヒートポンプによって得られた地下水熱を補助熱源とするソーラーヒートポンプシステムである。システムフローを図 2 に示す。

システムは図 3 に示すように 3 つのモードで作動する。(1) 晴天が続いてコレクターによる十分な集熱が行われ, 集熱タンク温度が 50°C 以上の時で, 温水が集熱タンクから直接負荷に供給される (ソーラーシステム・モード)。(2) 日射と暖房負荷のバランスの良い時で, 太陽熱は一度集熱タンクに集められ, ヒートポンプで蓄熱タンクに移された後, 一定温度 (47~50°C) の温水として負荷に供給される (シリーズ・ソーラーヒートポンプ・モード)。(3) 曇天が続いて太陽熱の集熱が少なく, 蓄熱タンクの温度が 10°C 以下の時で, ヒートポンプ熱源は給水タンクに切替えられ, 地下水熱 (水温は通年約 10°C によって) 蓄熱タンク温度は維持される (ヒートポンプ・モード)。

3. 熱負荷および集熱量

3.1 暖房負荷計算

冬期における建物の熱負荷は暖房負荷が大部分で, 給湯負荷は小さくかつ安定していないので, ここでは暖房負荷のみを対象とする。したがってその期間は 10

月から 5 月の冬期間を中心とする 8 カ月とする。外気温度は月平均の最高温度および最低温度がそれぞれ午後 2~3 時および午前 6~7 時に出現すると見なし, それ以外の時間に対する温度は正弦曲線で内挿し, 風速は月平均値を用いた (北見気象通報所, 昭和 53~57 年)。室内は, 3 室平均温度が日中 (AM 8:00~PM 5:00) は約 20°C, 夜間 (PM 5:00~AM 8:00) が約 15°C の昼夜連続暖房で, 計算に用いた温度は 1 時間毎の実測値から PM 3:00 の温度を最高値, AM 8:00 の温度を最低値とし, その間を正弦曲線で補間

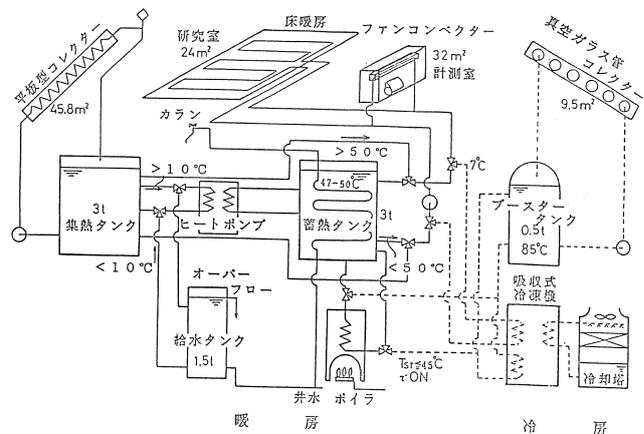


図 2 ソーラーヒートポンプ・システムフロー

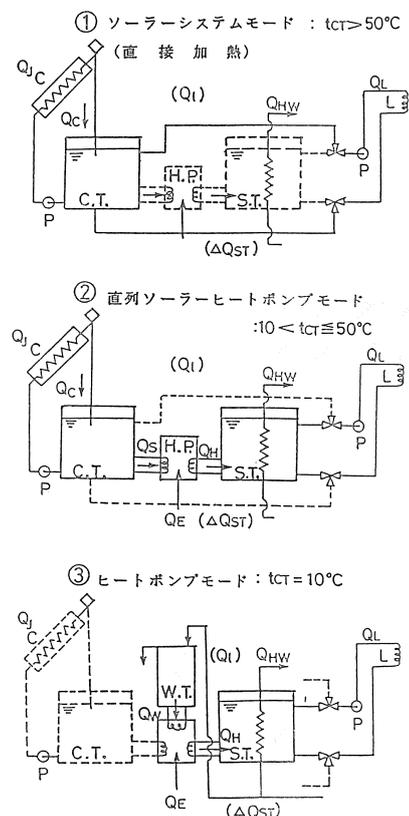
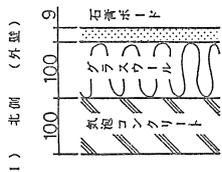


図 3 ソーラーヒートポンプの作動モード

(1) 1階計測室



$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.880} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} \quad \therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.538} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

IV) 東側 (内壁&外壁)

東側は南側と同じ内側を隔てて階段、便所があり、その外側は西壁と同じ。

内壁

$\therefore K = 5.690 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

外壁

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.538} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

VI) 北窓

断熱シヤッタを上げた時

$\therefore K = 10.89 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

断熱シヤッタを下けた時

$\therefore K = 6.700 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

(2) 1階機械室

I) 北側 (内壁)

北側内壁は計測室南壁に同じ。

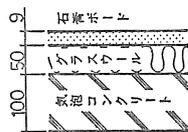
$\therefore K = 5.016 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

II) 西側&東側 (外壁)

西側と東側は計測室西壁に同じ。

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.538} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} \quad \therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.578} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

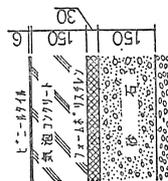
II) 西側 (外壁)



$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.538} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

$\therefore K = 5.016 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

V) 床

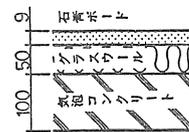


大地への熱通過は地中1mの深さまで考える。

$\therefore K = 2.130 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

$\therefore K = 14.670 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

III) 南側 (外壁)

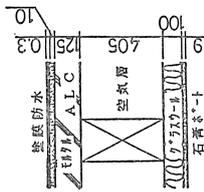


大地への熱通過は地中1mの深さまで考える。

$\therefore K = 2.160 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

図4 建物主要部構造と熱通過率 (kJ/m²h^{°C})

V) 天井



$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 1.005} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

VII) 北窓

北窓は計測室南窓に同じ。

$\therefore K = 14.670 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

(3) 2階研究室

I) 北, 西, 南, 東側 (各外壁)

北, 西, 南, 東側各外壁は, それぞれ対応する計測室および機械室の外壁に同じ。

北側

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.880} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

西側

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.538} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

南側

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.578} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

東側

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.538} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

IV) 北窓

北窓は計測室の北窓に同じ。

断熱シヤッタを上げた時

$\therefore K = 10.89 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

断熱シヤッタを下けた時

$\therefore K = 6.700 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

(4) その他

室内は合板製ドア, 室外はロックウール充填スチールドアでそれぞれ熱通過率を算出した。

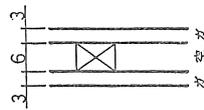
合板製ドア

$\therefore K = 7.950 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

ロックウール充填スチールドア

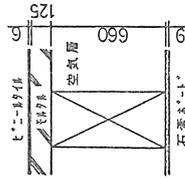
$\therefore K = 5.690 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

VI) 南窓



$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.352} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

II) 床



$\therefore K = 5.330 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

III) 天井

天井は機械室の天井と同じ。

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 1.005} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

V) 南窓

南窓は機械室南窓に同じ。

$\therefore K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + 0.352} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$

*注 α_0 : 室外側表面の熱伝達率

表1 各月の暖房負荷計算使用諸条件

		単位 °C, m/sec							
		10月	11月	12月	1月	2月	3月	4月	5月
外気温度	max	14.7	6.5	0.9	-4.2	-3.9	1.5	8.9	16.7
	min	4.1	-2.6	-8.3	-15.4	-16.8	-9.1	-1.4	4.5
機械室室温	max	22.2	18.0	14.8	13.2	13.9	15.1	20.2	22.2
	min	19.9	15.2	12.8	10.9	11.6	12.2	17.6	19.9
計測室室温	max	23.1	20.8	20.0	18.5	19.7	20.8	23.5	23.1
	min	20.1	16.5	13.7	13.9	16.5	16.9	19.6	20.1
研究室室温	max	23.1	23.2	23.5	22.8	23.8	25.5	24.3	23.9
	min	20.1	13.4	14.3	15.0	16.5	16.9	19.1	18.3
風速		3.4	3.3	2.5	2.3	2.4	3.2	3.6	3.7

表2 集熱量暖房負荷およびシステム太陽依存率の計算結果

月	水平面全日射量 H _T /MJ/d	傾斜率	集熱面日射量 Q _T /MJ/d	1号機暖房負荷 Q _{TL} /MJ/d	集熱効率 η _{Cd}	集熱量 Q _C /MJ/d	システム太陽依存率 F _S =Q _C /Q _{TL}	集熱効率 η _{Cd}	集熱量 Q _C /MJ/d	システム太陽依存率 F _S =Q _C /Q _{TL}
10	9392.5	1.56	671.08	157.29	0.375	251.66	1.600	0.400	258.43	1.707
11	6531.0	2.12	634.13	240.75	0.400	253.65	1.054	0.400	253.65	1.054
12	4992.5	2.33	532.77	328.70	0.425	226.43	0.689	0.400	213.11	0.648
1	6399.1	2.09	612.53	435.10	0.425	260.93	0.598	0.400	245.01	0.563
2	10287.5	1.68	791.56	469.77	0.425	336.41	0.716	0.400	316.82	0.676
3	13387.0	1.26	772.54	354.43	0.400	309.02	0.872	0.400	309.02	0.872
4	14326.6	0.94	616.79	258.85	0.350	215.88	0.836	0.400	246.72	0.955
5	15384.6	0.80	563.69	130.32	0.300	169.11	1.298	0.400	225.48	1.730
12-2	7226.4	1.96	674.74	411.19	0.425	274.39	0.667	0.400	258.25	0.628

※注：暖房負荷計算において次の電気機器からの発生熱を差し引いた。

	出力 (W)	効率	使用率	発生熱 (kJ/h)
①機械室：温水循環ポンプ	140	0.7	1	720.13
集熱ポンプ	340	0.81	1.25	376.81
ヒートポンプ 循環ポンプ	105×2(台)	0.7	0.2	209.34
②計測室：ファンコンベクタ	37	0.7	1	188.41
③研究室：ファンコンベクタ	58	0.7	0.2	58.62
④計測室・研究室のデータ収集用パソコン	185	1.0	1	666.12

して配分した。電気機器からの発熱および南面する小窓からの日射による取得熱を考慮し、さらに換気回数はすべて1回として1時間毎の損失熱量を算出し、1日分を総和することによって暖房負荷とした。

建物主要部の構造と熱通過率を図4に、また暖房負荷計算に用いた各月の外気温度および3室温度の最高および最低値、および風速を表1に示す。

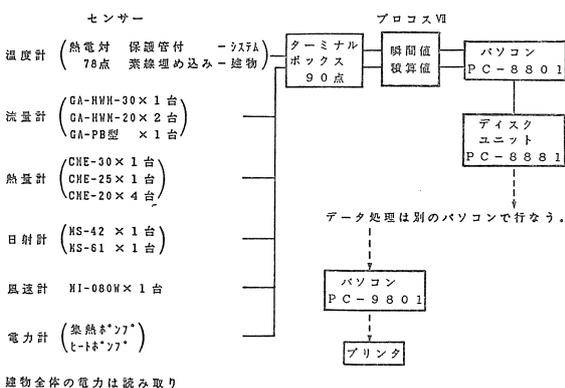


図5 計測一処理の系統図

3.2 集熱量計算

集熱量計算の基礎となる日射量は、気象庁による北見市の日射量測定値がないので本研究室における（昭和53～57年）を月平均水平面全日射量として用いた。月平均傾斜面日射量は、著者ら¹³⁾の方法によって得られた傾斜倍率を水平面全日射量に掛けることによって計算され、これを用いて各月の月平均集熱量および太陽依存率の計算を行った。本システムは、ヒートポンプが集熱器の蓄熱タンクから熱を汲み上げる直列接続であり、外気温度の低下にともなって暖房負荷が増大するほど低温集熱となることから、集熱器の集熱効率は厳冬期は大で、春秋期は小となる。このことを考慮し、また本施設の実測値から一定期間の集熱効率を0.3～0.425と変化を与えた場合および0.40に固定した場合の2通りを用いた。建物の暖房負荷、システムの集熱量および太陽依存率の計算結果を表2に示す。これらの熱収支の計算結果から、本システムは10月～5月までの暖房期間のうち10、11月および4、5月はシステム太陽依存率がほぼ1または

それ以上となり、太陽熱のみで暖房が可能であるが、12月、1月、2月および3月の冬期4カ月間はいずれの計算結果も1以下となり、何らかの補助熱源が必要となる。厳冬3カ月間のシステム太陽依存率の平均値は、0.628～0.667で、暖房負荷の6割から7割程度が太陽熱で賄われることなどが概略試算される。

3.3 計測システム

ソーラーシステムおよびヒートポンプを含めたシステム全体各部の温度、流量、熱量および電力、建物各部の温度および外気温度、日射量、風速など気象量を10分毎に測定してディスプレイに表示し、30分毎にデータとしてディスクに記録した。測定部センサーの種類および個数、データのサンプリング、ストアリングおよびプロセッシングなど計測システム全体のブロックダイアグラムを図5に示す。その他建物全体の消費電力、室内の温度は朝、夕の一定時刻に、また集熱器への水流量はフローセルで性能測定などの必要時に読み取りによって測定した。

4. 熱平衡式および性能値

建物の暖房負荷は壁、天井、床の内外面に埋め込まれた熱電対により測定された各部の温度を参考値とし、日射を考慮した相当外気温度、室内温度、各部の熱通過率とその面積割合および換気回数などから1時間毎に計算され、それらの積算値として1日当りおよび1月当りの暖房負荷が算出される。暖房給湯に要する全供給負荷 Q_{TL} は、暖房供給熱量 Q_L 、給湯熱量 Q_{HW} およびシステムからの損失熱量 Q_l の和として求まり、本システムにおいては Q_L および Q_{HW} は熱量計で測定される。しかし Q_l は直接測定することができないので、これによって機械室の温度が維持させるものと見なし、機械室の暖房負荷 Q_{MAC} を計算して Q_l の代用とした。ただし本システムにおいて Q_{HW} は Q_L に比べて極めて小さいので無視する。

システムの各運転モードに対する熱収支は以下の平衡式で示される。

- ① ソーラーシステムモード：

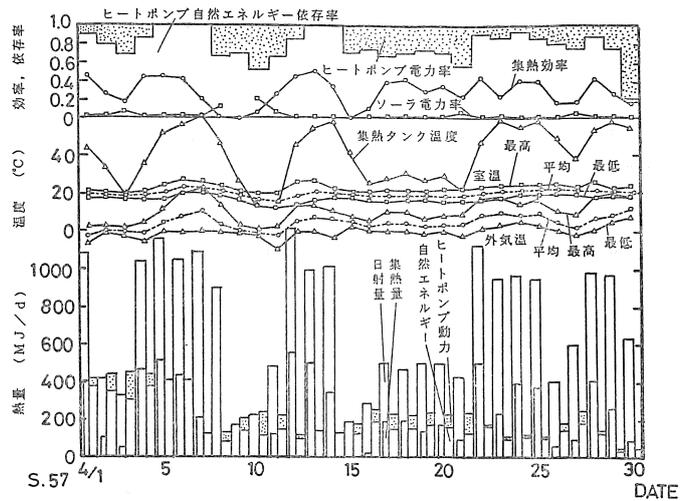
$$Q_C = Q_L + Q_{HW} + Q_l + 4Q_{ST} \dots\dots(1)$$
- ② 直列ソーラーヒートポンプモード：

$$\left. \begin{aligned} Q_C + Q_E &= Q_L + Q_{HW} + Q_l + 4Q_{ST} \\ Q_E + Q_S &= Q_H \end{aligned} \right\} \dots\dots(2)$$
- ③ ヒートポンプモード：

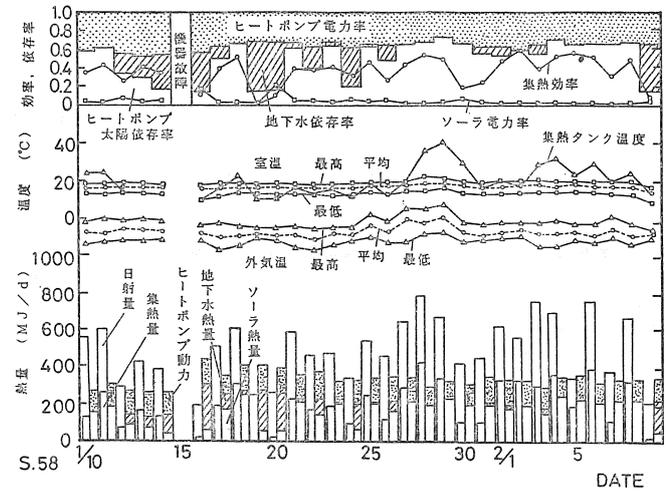
$$\left. \begin{aligned} Q_W + Q_E &= Q_L + Q_{HW} + Q_l + 4Q_{ST} \\ Q_E + Q_W &= Q_H \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

ここで、 $Q_{TL} = Q_L + Q_{HW} + Q_l = Q_L + Q_{HW} + Q_{MAC}$ 。またシステム全体の蓄熱量 $4Q_{ST}$ は測定期間がある程度長ければ微小となり無視できる。

システムの各種性能値は、集熱効率 $\eta_C = Q_C / Q_J$ 、ソーラーシステム効率 $\eta_S = Q_S / Q_J$ 、ソーラーシステム利用率 $\eta_{SU} = Q_S / Q_C$ 、ソーラー電力率 $\eta_{CE} = Q_{CE} / Q_C$ 、ヒートポンプ電力率 $F_{HP} = Q_E / Q_{TL}$ 、ヒートポンプ依存率 $F_{HP}' = Q_H / Q_{TL}$ 、システム太陽依存率 $F_S = Q_C / Q_{TL}$ 、ヒートポンプ太陽依存率 $F_S' = Q_S / Q_{TL} = F_{NE} - F_W$ 、地下水依存率 $F_W = Q_W / Q_{TL}$ 、システム自然エネルギー依存率 $F_{NE} = (Q_C + Q_W) / Q_{TL} = F_S + Q_W$ 、ヒートポンプ自然エネルギー依存率 $F_{NE}' = (Q_S + Q_W) / Q_{TL} = F_S' + F_W = 1 - F_{HP}$ 、ソーラー熱源成績係数 $COP_S = 1 + Q_S / Q_E$ 、地下水熱源成績係数 $COP_W = 1 + Q_W / Q_E$ 、システム成績係数 $(COP)_S = Q_{TL} / Q_E = 1 / F_{HP}$ と表す。



(a) 春期 (昭和75年4月)



(b) 冬期 (昭和58年1月10日~2月9日)

図6 1日毎の諸測定値および性能値

5. 測定結果

システム各部の温度、熱量、所要動力、日射量および気温を1時間毎のデータにまとめ、それより1日当りの総量、平均および割合として整理する。いま春期の代表として昭和57年4月、および冬期の代表として昭和58年1月10日~2月9日までの値を1カ月毎にまとめて図6(a)および(b)に示す。春期においては集熱量のうちのソーラー熱量とヒートポンプによる地下水熱量は合算して自然エネルギーとしてまとめ、冬期においては両者を別々に図示してある。これらにヒートポンプ電力を加算した熱量が暖房負荷に見合う供給熱量である。

各図において日射量、集熱量、全供給熱量(=自然エネルギー+ヒートポンプ動力)を棒グラフで、外気温度および室内温度の最高、最低、平均および集熱タンクの平均温度を折線で示してある。図の上部にはヒ

ートポンプおよび自然エネルギーへの依存率を面積割合で、各性能値を折線で示してある。

図6 (a) に示した4月の特徴は、暖房負荷に対する日射量のバランスが比較的良く、システムは大部分直列ソーラーヒートポンプモードで作動するが、日射量の変動幅が大きいために、晴天日には集熱タンク温度が上昇し、5, 6, 7, 13 および 14日は全日、また後半の数日は日中のみがそれぞれ50°C以上に達し、ソーラーシステムモードによって作動した点である。これに対して厳冬期には日射量が不足し、システムは直列ソーラーヒートポンプモードまたはヒートポンプモードで作動し、逆に温暖な5月には日射量が暖房負荷を大きく上まわり、システムはソーラーシステムモードで作動することが多く、システムの自動運転では過剰集熱され蓄熱タンク温度が異常に上昇するため、手動運転に切り替えて行った。

図6 (b) に示される昭和58年1月10日からの厳冬期1カ月間は、前1カ月間に比べて日射量はやや回復しているが、外気温度が低下して暖房負荷は増大し、集熱タンクの温度も上らない。太陽熱による供給熱量の不足を補うためにヒートポンプが頻繁に作動し、地下水熱の割合が増加している。特に1月16, 19, 20日および2月9日は日射量は少なく、集熱量は0または微小で、負荷の大部分は地下水熱に依存している。

これら全測定期間に対して1カ月毎に集計した結果を図7に示す。昭和57年3月は集熱量と負荷のバランスが良いためシステム利用率は1に近く、集熱効率およびシステム効率ともに大きな値を示す。4月は集熱量が負荷を若干上まわり、各種の性能値はやや低下する。集熱効率の低下は主に集熱タンク温度の上昇の結果と考えられる。5月は暖房負荷が日射量に対してはるかに小さくてすみ、システムの駆動は手動により適宜に行ったため各性能値は激減し、中旬で稼動を停止した。昭和57年12月～昭和58年1月期は日射量が年間最小値を示し、したがって集熱量も小さいが外気温度があまり低くないため、負荷はさほど大きくない。不足分は地下水熱で補うのでヒートポンプ動力は大きい、システム全体が良く作動し、各性能値は大きな値となる。1月～2月期は前期1カ月より日射量が1.21倍となり集熱量が増すのに対して暖房負

荷も増加するために地下水熱が漸増し、ソーラー熱量が漸減する結果、システムの各性能値は若干低下の傾向を示す。

冬期3カ月間のシステム各部の温度、熱量、電力および気象量の測定値および性能値を表3に示す。期間平均値から判断すると、法線面直達日射量比率は0.769、気温-6.9°Cで日照は良くないが、比較的暖冬で、集熱効率0.416と高い値を示す。ソーラーシステム利用率が0.927で、集めた太陽熱は殆んどがヒートポンプを介して有効に使用されている。システム太陽依存率は0.625で、集熱効率0.40のシミュレ

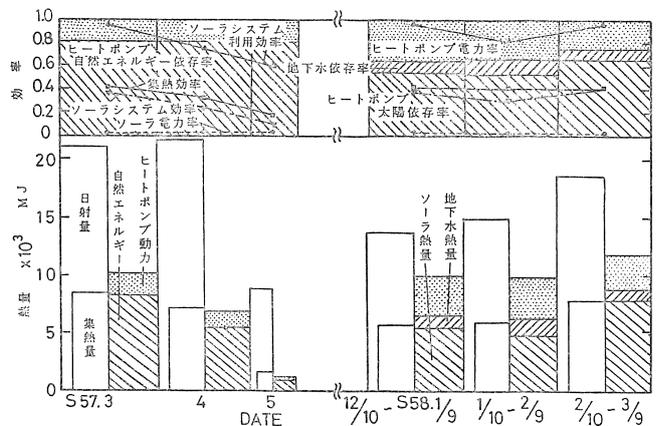


図7 1月毎の諸測定値および性能値

表3 冬期3カ月間の各種熱量・性能値および気象量

項目	期間	昭57.12.10	昭58.1.10	昭58.2.10	合計
		昭56.1.9	~2.9	~3.9	
法線面直達日射量	MJ/m ² 月	9760.4	9609.6	13369.4	32739.4
気温	※ 比率	0.864	0.720	0.722	0.769
°C	最高値の平均	1.1	-1.8	-2.7	-1.1
	最低値の平均	-10.5	-12.8	-15.4	-12.9
	日平均	-4.7	-7.3	-8.5	-6.9
(三室平均) °C	最高値の平均	19.6	18.9	18.5	19.0
	最低値の平均	14.3	12.8	11.9	13.0
	日平均	17.5	16.7	15.9	16.7
集熱タンク温度	t _{CT} , °C	20.5	19.4	27.8	22.6
集熱面日射量	Q _J , MJ	13816.8	14859.9	18817.4	47494.1
集熱量	Q _C , MJ	5810.3	5963.7	8027.5	19801.5
ソーラー電力	Q _{CE} , MJ	192.13	176.67	127.48	538.27
暖房給湯負荷	Q _{TL} , MJ	9889.3	9993.2	11802.3	31684.8
ヒートポンプ電力	Q _E , MJ	3403.8	3632.2	2953.8	9989.6
地下水熱量	Q _M , MJ	933.7	1491.4	916.1	3341.2
ソーラー熱量	Q _S , MJ	5560.9	4869.8	7932.4	18363.1
集熱効率	η _C	0.421	0.401	0.427	0.416
ソーラー電力率	η _{CE}	0.033	0.030	0.016	0.027
ソーラーシステム利用率	η _{SU}	0.957	0.817	0.988	0.927
ソーラーシステム効率	η _S	0.402	0.328	0.422	0.387
システム太陽依存率	F _S	0.588	0.597	0.630	0.625
ヒートポンプ太陽依存率	F _S '	0.561	0.487	0.672	0.580
地下水依存率	F _M	0.094	0.149	0.078	0.105
自然エネルギー依存率	F _{NE}	0.682	0.746	0.758	0.730
自然エネルギー依存率	F _{NE} '	0.656	0.637	0.750	0.685
ヒートポンプ電力率	F _{HP}	0.344	0.363	0.250	0.315
システム成績係数	(COP) _S	2.91	2.75	4.00	3.18

※昭和53年から前年までの平均日射量に対する割合

ション結果と良く一致する。またヒートポンプ太陽依存率は0.580、地下水依存率は0.105、したがってシステム自然エネルギー依存率は0.730 およびヒートポンプ自然エネルギー依存率は0.685 となり、システム全体の熱負荷に対して7割以上が太陽熱および地下水熱で供給されている。蓄熱タンク温度が22.6°Cと比較的高く保たれたことと一部ソーラーシステムモードによる直接加熱が加わってヒートポンプ電力率は0.315と低く、したがってシステム成績係数は3.18となりヒートポンプ自身のCOPより約16%の上昇が得られた。ここで、使用したヒートポンプは最小容量の膨張弁によらないキャピラリーチューブ式のもので両熱源温度10°C~45°CでCOP=2.75程度の能力しかない。

6. む す び

自然エネルギー実験室1号棟を対象として、ソーラーシステムによる太陽熱とヒートポンプによる地下水熱を組み合わせた複合利用に関して春期(昭和57年3月~5月)および冬期(昭和57年12月~昭和58年3月)の測定を行って各種の性能値を算出し、建物を含めたシステム全体の性能評価を行った。

蓄熱タンクから暖房負荷への供給温度は47~50°C、ヒートポンプ低熱源が集熱タンクから地下水給水タンクへの切り替え温度10°Cの条件でシステム制御を行い、平均外気温度-6.9°Cの冬期3カ月における24時間連続暖房に対して、暖房負荷への供給熱量の7割強が自然エネルギー(太陽熱6割強、地下水熱1割)によって賄われ、3室(計測室、機械室、研究室)の平均室温16.7°Cを維持することができた。しかし冬期3カ月のシステム成績係数の平均値が3.18と低い値にとどまったことから、今後システム要素特にヒートポンプの性能向上などハード面のほか、システムの組み方および供給温度の制御等ソフト面での改善を要するものと考えられる。

謝辞:本研究における綿密な測定は本学機械工学科昭和57年度卒業生伊藤尚嗣、広本徳一両君、並びに負荷計算および測定値の整理は大学院生山本政樹君の協力によるもので、付記して謝意を表する。

また本研究施設の建設にあたり、矢崎総業(株)、富士

電機(株)、(株)日立製作所、東京三洋電機(株)、(株)ソーラー技研工業、(株)アクア冷熱研究所、(株)北見住設、大信工業(株)の各社から機材の御提供を戴いた。ここに付記して御礼申し上げます。

文 献

- 1) S. A. Klein ; Solar Energy vol.18 (1976), PP.113~127.
- 2) T. L. Freeman, et al. Solar Energy, vol. 22, (1979), PP.125~135.
- 3) J. V. Anderson, et al. Solar Energy, vol. 25, No. 2, (1980), PP.155~163.
- 4) M. Chandrashekar, et al. Solar Energy, vol. 26, (1981), PP.217~226.
- 5) C. D. Svard, et al. Trans. ASME, J. Solar Energy, vol. 103, May, (1981), PP.103~143.
- 6) B. E. Manton and J. W. Mitchel ; Trans. ASME, J. Solar Energy Engineering, vol. 104, Aug., (1982), PP.158~164.
- 7) 柳町政之助 ; 柳町ソーラーハウス第2号について, 太陽エネルギー, vol. 3, No. 1, (1977), PP. 27~31.
- 8) 木村建一 ; 日本のソーラーシステム一覧表(その1~14), 太陽エネルギー, vol. 2, No. 3, (1976)~vol. 5, No. 1, (1979).
- 9) 石橋敏宏 ; 矢崎実験ソーラーハウス1号, 石橋ソーラーハウスの運転実績, 太陽エネルギー, vol. 3, No. 4, (1977), P. 28~35.
- 10) S. Karaki ; Report COO 2868-5, Apr., 1979, Solar Energy Laboratory, Colorado State University.
- 11) 田中俊六 ; ソーラーヒートポンプ : 冷凍. vol. 58, No. 671, Sep., (1983), PP. 84~89.
- 12) 北海道住宅都市部・道立寒地建築研究所 ; 省エネルギー住宅の計画と設計, (昭和55年), P. 50.
- 13) 金山公夫, 馬場弘 ; 平板型太陽集熱器の最適傾斜角度及び傾斜倍率の決定法, 太陽エネルギー, vol. 8, No. 2, (1982), PP. 13~19.

(昭和61年3月17日 原稿受理)